

感度解析を用いた振動システムの同定*

(第4報, 減衰特性を有する弾性体で支持された剛体系への適用)

鞍谷 文保^{*1}, 藤川 猛^{*2}, 沖田 耕三^{*1}

Identification of Vibration Systems Using Sensitivity Analysis

(4th Report, Application to a Rigid Body Structure Supported by Elastic Mounts with Damping and Spring Properties)

Fumiyasu KURATANI, Takeshi FUJIKAWA, and Kozo OKITA

The authors propose a method of direct identification of design parameters (mass, location of the center of gravity, the moment of inertia, spring constant, damping constant and the location of the support of elastic mounts) of a damped vibration system of rigid and elastic mounts. In this method, modal parameters are repeatedly modified by changing the design parameters based on the sensitivity analysis of the complex eigenvalue in order to correspond to the objective values (damped natural frequency, modal damping ratio, mode shape coefficients). A calculation model and a rigid body model are examined to verify the usefulness of the method.

Key Words: Vibration, Damped Vibration System, System Identification, Sensitivity Analysis, Rigid Body, Modal Parameter

1. ま え が き

機械装置の防振支持において, 防振ゴムは使用方法が比較的簡単であり, 減衰要素としての機能を有することから広く利用されている。しかし, 防振ゴムを用いて実際に防振支持を行った結果, 所望の特性が得られない場合がある。これは, 防振ゴム選定時に製造工程による材料定数のばらつきがあること, 実働状態の荷重や取付状態などによってばね定数, 減衰定数が選定時と異なること, さらに, 防振対策として, 一自由度系を主眼に設計を行っていることなどが起因していると考えられる。したがって, 実働状態で所望の特性が得られない場合には, まず実働状態の機械装置の重心, 慣性モーメントおよび防振ゴムの動的ばね定数など振動系の特性を定める要素の定数, 特に防振ゴムのばね定数および減衰定数を見直す必要があり, そのことにより, 適正な防振支持の設計改善が可能となる。

ところで, 防振ゴムの動的ばね定数を測定する方法

として, 防振ゴム単体の加振実験より測定した荷重-たわみ曲線などから求める方法⁽¹⁾が一般に行われている。しかし, 実働状態での特性を測定する方法は比較的少なく, 防振ゴムで支持された構造物の加振実験で得られた伝達関数から特性行列を同定することにより, 二次的に構造物の重心, 慣性モーメント, 防振ゴムの動的ばね定数を求める大熊ら⁽²⁾, 仏円ら⁽³⁾の研究が見られるが, 多自由度系モデルの特性行列を同定することに主眼がおかれており, 要素の特性を直接定めるには至っていない。

著者らは既報⁽⁴⁾⁽⁵⁾において, ばねで支持された不減衰系の構造物の重心位置, 慣性モーメント, ばね定数などを直接物理定数の形で同定する方法を検討し, 振動系定数の適正診断と, 共振回避を主目的とした防振支持設計の改善法を示した。しかし, 防振特性の向上のためには, 減衰性の確保もまた重要である。そこで本報では, 不減衰系の手法を拡張し, 複素感度解析手法を用いて減衰要素まで同定可能な減衰振動系の同定手法を提示する。同定計算の目標として用いる減衰固有振動数, モード減衰比, 振動モード形が同定精度に大きく関与するが, 現在, 実験的モード解析技術が高度になり, 精度の良いモード特性が得られるようになっており, 実機の振動実験から構成要素の特性定数を

* 昭和63年11月25日 関西支部第248回講演会において講演, 原稿受付 昭和63年5月19日。

^{*1} 正員, 兵庫県立工業試験場 (〒654 神戸市須磨区行平町3-12)。

^{*2} 正員, (株)神戸製鋼所要素技術センター (〒653-02 神戸市西区高塚台1-5-5)。

同定する手法は実用的にも意義のある技術と考えられる。

2. 同定手法の考え方

2.1 振動方程式および同定理論 本報では、剛体がばね要素と減衰要素を持つ防振ゴムなどの弾性体で支持されているモデルを取り上げる。ここでは、説明を簡単にするため、図1に示す剛体のスウェー振動、上下振動、ロッキング振動からなる三自由度系モデルを考える。通常、このようなモデルの振動解析では、質量、慣性モーメント、重心位置、ばね定数、減衰定数、支持位置などの設計変数（以後モデル定数と呼ぶ）を与えて固有値解析を行い、固有振動数、振動モード形などのモード特性を求める。しかし本報では、逆にいくつかの減衰固有振動数、モード減衰比、振動モード形を与えて、モデル定数を同定する手法について考える。まず、図1のモデルの振動方程式を求める。重心位置を未知としているため、方程式を空間に固定した固定座標系で考えることにする。今、図1に示すように固定座標系をO-XYZ、剛体の質量を m 、同定計算の初期値として与えられる重心位置を $G(G_y, G_z)$ 、重心を中心とする X 軸方向まわりの慣性モーメントを J_x とする。ここで、重心の Y 軸方向の並進変位を y_G 、 Z 軸方向の並進変位を z_G 、重心まわりの回転変位を θ_G とすると、重心を原点とする重心座標系における慣性力ベクトル F_G は、

$$\begin{Bmatrix} f_{Gy} \\ f_{Gz} \\ M_{Gx} \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & J_x \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y}_G \\ \ddot{z}_G \\ \ddot{\theta}_G \end{Bmatrix}$$

あるいは、記号を変えて記述すると、

$$F_G = -[M]\ddot{U}_G \quad (1)$$

となる。 F_G は、固定座標系と重心座標系を関連づける

座標変換行列 $[T_m]$ を用いて、次式のように固定座標系における慣性力ベクトル F_m に変換できる⁽⁴⁾。ただし、 U は固定座標系における変位ベクトルである。

$$F_m = -[T_m]^T [M] [T_m] \ddot{U} \quad (2)$$

ここで、

$$F_m = \{f_{my}, f_{mz}, M_{mx}\}^T$$

$$U = \{y, z, \theta\}^T$$

$$[T_m] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -G_z \\ 0 & 1 & G_y \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

実際の防振支持では多数の弾性体で剛体を支持する場合もあるが、ここでは図1に示すように、3個のばね要素と粘性減衰要素に集約できるとしたモデルを考える。ばね定数を k_{ay}, k_{az}, k_{bz} 、減衰定数を c_{ay}, c_{az}, c_{bz} 、さらに支持位置を L_{ay}, L_{az}, L_{by} とする。また、ばね要素、減衰要素の支持位置における Y 軸方向、 Z 軸方向の変位を y_a, z_a, z_b とすると、減衰力ベクトル F_{lc} は、

$$\begin{Bmatrix} f_{cay} \\ f_{caz} \\ f_{cbz} \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} c_{ay} & 0 & 0 \\ 0 & c_{az} & 0 \\ 0 & 0 & c_{bz} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y}_a \\ \dot{z}_a \\ \dot{z}_b \end{Bmatrix}$$

あるいは、

$$F_{lc} = -[C]\dot{U}_l \quad (3)$$

弾性力ベクトル F_{lk} は、

$$\begin{Bmatrix} f_{kay} \\ f_{kaz} \\ f_{kbz} \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{ay} & 0 & 0 \\ 0 & k_{az} & 0 \\ 0 & 0 & k_{bz} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_a \\ z_a \\ z_b \end{Bmatrix}$$

あるいは、

$$F_{lk} = -[K]U_l \quad (4)$$

となる。さらに、 F_{lc}, F_{lk} は、座標変換行列 $[T_s]$ を用いて、固定座標系における減衰力ベクトル F_c 、弾性力ベクトル F_k に変換できる⁽⁴⁾。

$$\begin{Bmatrix} F_c \\ F_k \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} [T_s]^T [C] [T_s] \dot{U} \\ [T_s]^T [K] [T_s] U \end{bmatrix} \quad (5)$$

ここで、

$$F_c = \{f_{cy}, f_{cz}, M_{cx}\}^T$$

$$F_k = \{f_{ky}, f_{kz}, M_{kx}\}^T$$

$$[T_s] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -L_{az} \\ 0 & 1 & L_{ay} \\ 0 & 1 & L_{by} \end{bmatrix}$$

式(2)、(5)より、図1に示すモデルの固定座標系における自由振動方程式は、次式となる。

$$\hat{m}\ddot{U} + \hat{c}\dot{U} + \hat{k}U = 0 \quad (6)$$

ここで、

$$\hat{m} = [T_m]^T [M] [T_m]$$

$$\hat{c} = [T_s]^T [C] [T_s]$$

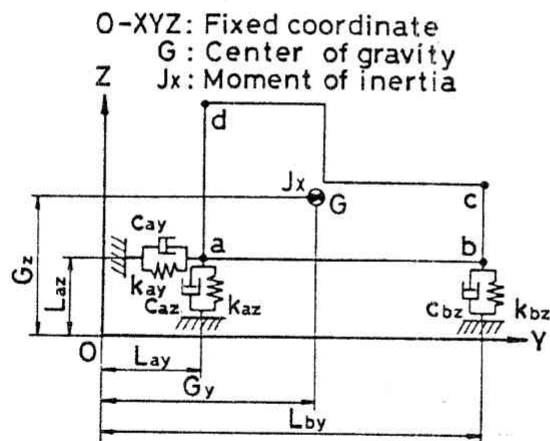


図1 剛体系モデル

$$\hat{k} = [T_s]^T [K] [T_s]$$

通常の振動解析では、式(6)に対応する次の固有方程式

$$\lambda_j^2 \bar{m} N_j + \lambda_j \bar{c} N_j + \hat{k} N_j = 0 \dots\dots\dots (7)$$

を解くことにより、共役な対を有する6組の複素固有値 λ_j 、複素固有ベクトル N_j を求めることになる。また一般に $\lambda_j = \alpha_j + i\beta_j$ における実部は減衰率、虚部は減衰固有角振動数と呼ばれ、減衰固有振動数 f_j 、非減衰固有振動数 ω_j 、モード減衰比 ζ_j と次の関係がある。

$$\left. \begin{aligned} f_j &= \beta_j / 2\pi \\ \omega_j &= \sqrt{\alpha_j^2 + \beta_j^2} \\ \zeta_j &= -\alpha_j / \sqrt{\alpha_j^2 + \beta_j^2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (8)$$

ところで、本報ではいくつかの減衰固有振動数、モード減衰比、振動モード形を与えて、モデル定数を同定することを目的としており、以下その手法について説明していく。同定計算の流れは、既報⁽⁴⁾⁽⁵⁾までと同様であるが、既報と異なる点は、複素固有値問題に関する感度を用いて、減衰振動系の同定を行う点にある。

同定計算の流れは以下のとおりである。

(1) 振動系を表すモデルを図1のように構築し、同定すべきモデル定数(以下モデル変数と呼ぶ)の選定および初期値の設定を行い、複素固有値解析、複素感度解析によりモード特性、モード特性感度を算出する。

(2) 算出した感度を用いて、初期モデル変数を変更したときのモーダルパラメータを予測し、その予測値と目標とするモード特性との偏差を最小にするように、繰返し計算によりモデル変数の修正量を決定する。

2.2 複素固有値問題の感度解析⁽⁶⁾ モデル変数を一般に d_k と表し、 d_k の初期値 d_{k0} と修正後の d_k の関係を修正率 γ_k を用いて次式のように表す。

$$d_k = d_{k0}(1 + \gamma_k) \dots\dots\dots (9)$$

λ_j, N_j は γ_k の関数であるので、初期値まわりにテーラ展開すると次式となる。

$$\left. \begin{aligned} \lambda_j &= \lambda_{j0} + \lambda'_{j0} \gamma_k + \dots \\ N_j &= N_{j0} + N'_{j0} \gamma_k + \dots \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (10)$$

式(10)における λ_j, N_j はそれぞれ固有値、固有ベクトルの一次感度と呼ばれ、以下のようにして求める。固有方程式(7)を γ_k について偏微分し、左から N_j^T を乗じた式を整理し、式(7)全体を転置した関係を用いると、 N_j' を含む項が消去され、さらにその式を整理することにより、次式のように固有値の一次感度が求まる。

$$\lambda'_j = -N_j^T (\lambda_j^2 \bar{m}' + \lambda_j \bar{c}' + \hat{k}') N_j / \nu_j \dots\dots\dots (11)$$

ここで、

$$\begin{aligned} \bar{m}' &= [T_m]^T [M] [T_m] + [T_m]^T [M] [T_m] \\ &\quad + [T_m]^T [M] [T_m]' \\ \bar{c}' &= [T_s]^T [C] [T_s] + [T_s]^T [C] [T_s] \\ &\quad + [T_s]^T [C] [T_s]' \\ \hat{k}' &= [T_s]^T [K] [T_s] + [T_s]^T [K] [T_s] \\ &\quad + [T_s]^T [K] [T_s]' \\ \nu_j &= N_j^T (2\lambda_j \bar{m} + \bar{c}) N_j \end{aligned}$$

ここで、 $[M]', [C]', [K]', [T_m]', [T_s]'$ はそれぞれ $[M], [C], [K], [T_m], [T_s]$ の修正しようとするモデル変数 d_k に関する偏微分であるが、それらの成分のうち、 d_k に関する成分だけを γ_k で微分し、他の成分は零としたマトリックスとなる。ところで、 λ_j は複素数であるので、 $\lambda_j = \alpha_j + i\beta_j$ のように実部と虚部に分けると、 α_j, β_j は、それぞれ次式で求められる。

$$\left. \begin{aligned} \alpha_j &= \text{Re}(\lambda_j) \\ \beta_j &= \text{Im}(\lambda_j) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

これらに関連する減衰固有振動数感度 f'_j 、非減衰固有角振動数感度 ω'_j 、モード減衰比感度 ζ'_j は、式(8)を γ_k について偏微分することにより、以下のように求まる。

$$\left. \begin{aligned} f'_j &= \beta'_j / 2\pi \\ \omega'_j &= (\sqrt{\alpha_j^2 + \beta_j^2})' = 1/2(\alpha_j^2 + \beta_j^2)^{-1/2} (2\alpha_j \alpha'_j + 2\beta_j \beta'_j) \\ &= (\alpha_j \alpha'_j + \beta_j \beta'_j) / \omega_j \\ \zeta'_j &= (-\alpha_j / \sqrt{\alpha_j^2 + \beta_j^2})' = (-\alpha_j / \omega_j)' \\ &= -\alpha'_j / \omega_j + \alpha_j \omega'_j / \omega_j^2 \\ &= -\alpha'_j / \omega_j + \alpha_j (\alpha_j \alpha'_j + \beta_j \beta'_j) / \omega_j^3 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (13)$$

また、 N_j' については、固有方程式(7)を γ_k で偏微分した式を整理した、次の一次方程式を解くことにより求まる。

$$[Q_j] N_j' = P_j \dots\dots\dots (14)$$

ここで、

$$\begin{aligned} [Q_j] &= \lambda_j^2 \bar{m} + \lambda_j \bar{c} + \hat{k} \\ P_j &= -(2\lambda_j \lambda'_j \bar{m} + \lambda'_j \bar{c} + \lambda_j^2 \bar{m}' + \lambda_j \bar{c}' + \hat{k}') N_j \end{aligned}$$

ただし、式(14)の左辺 $[Q_j]$ は正則ではないので、既報⁽⁷⁾で述べたようにマトリックスのランクを一つ下げて N_j' を求める必要がある。

2.3 モデル変数の修正法 振動測定においては、用いるセンサを用いると、回転変位を直接に測定することは困難であるため、既報⁽⁴⁾と同様に、2.2節までで扱ってきた回転成分を含む固有ベクトルおよび固有ベクトル感度を次の座標変換を行うことにより、測定位置に対応する振動モード形およびその感度に変換し、測定位置との整合性を図る。

$$\begin{cases} V_j = [T_p] N_j \\ V_j = [T_p] N_j \end{cases} \dots\dots\dots (15)$$

ただし, $[T_p]$ は式(5)中の $[T_s]$ と同形であり, 支持位置を測定位置に置き換えたものである。

モデル変数の修正量の算出方法は, 既報⁽⁷⁾に詳細に述べているので簡単に述べる。

初期モデルの減衰固有振動数, モード減衰比, 振動モード形などのモード特性をまとめて δ_0 , 目標とするモード特性を δ^* , 一次感度を $[S]$, 各モデル変数の修正率をまとめて Γ とすると, モード特性の予測値 δ は,

$$\delta = \delta_0 + [S]\Gamma \dots\dots\dots (16)$$

と表され, その予測値 δ と目標値 δ^* の偏差の二乗和

$$E = (\delta^* - \delta)^T [W] (\delta^* - \delta) \dots\dots\dots (17)$$

が, 最小になるように, 次式を解いて Γ を求める。

$$[S]^T [W] [S] \Gamma = [S]^T [W] (\delta^* - \delta_0) \dots\dots (18)$$

ここで, $[W]$ は各目標の重み係数行列である。

なお, 実際の計算において振動モード形は複素数であるため実部と虚部に分けて取扱う。さらに, 式(16)の予測値が一次感度より求めたものであるため, 式(18)で得られた γ_k が大きい場合には予測誤差が大きくなる。そこで, γ_k の大きさを制限した, 小さな修正を積み重ねた繰返し計算により, 最良なモデル変数を求める。

3. 手法の妥当性の検討

提示した手法の妥当性を検討するために, 以下では防振ゴムで支持された簡単な剛体モデルの同定計算を試みる。

3・1 数値実験例 例として, 図1のモデルが表1に示すモデル定数を有するとして, そのモデルの固有値解析で得た減衰固有振動数, モード減衰比, 振動モード形の情報をもとに, 重心位置, ばね定数, 減衰

定数等のモデル定数の同定を試みる。

固有値解析の結果を図2に示す。図2(b)~(d)は, 一次から三次までの振動モード形を, 図2(a) (図1と同じ) に示す太線のワイヤフレーム形状で置き換えて示したものである。目標としては, 一次から三次までの減衰固有振動数(3個), モード減衰比(3個), 振動モード形(24個)の計30個を設定した。ただし, 振動モード形としての目標は, 測定点として図1の点aのY,Z軸方向, 点bのZ軸方向, 点dのY軸方向を選び, さらに実部, 虚部の情報を持つため24個となる。ここでは, 質量 m および支持位置 L_{ay}, L_{az}, L_{by} だけが既知で, 残りのモデル定数が未知, すなわちモデル変数の数(以下 N_p と記す)が9個の場合(ケース

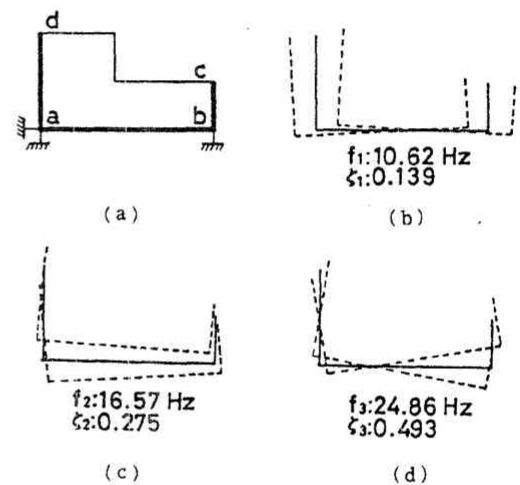
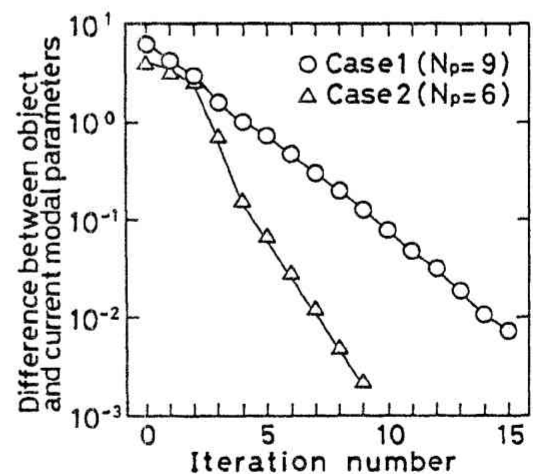


図2 振動モード形 (固有値解析結果)

表1 モデル定数

Model parameters				
m	kg	100	k_{ay}	N/m
J_x	kg·m	150	k_{az}	N/m
G_y	m	1.9	k_{bz}	N/m
G_z	m	1.8	L_{ay}	m
C_{ay}	N·s/m	2.0×10^3	L_{az}	m
C_{az}	N·s/m	3.0×10^3	L_{by}	m
C_{bz}	N·s/m	4.0×10^3		



Initial value
Case 1: $J_x=100, G_y=G_z=1.0, c_{ay}=c_{az}=c_{bz}=1.0 \times 10^3,$
 $k_{ay}=k_{az}=k_{bz}=1.0 \times 10^5$
Case 2: $c_{ay}=c_{az}=c_{bz}=1.0 \times 10^3, k_{ay}=k_{az}=k_{bz}=1.0 \times 10^5$

図3 繰返し数と偏差の関係

1: $N_p=9$), および弾性体のばね定数, 減衰定数だけが未知, すなわちモデル変数の6個の場合(ケース2: $N_p=6$) の2とおりの場合について同定計算を試みた。ただし, 初期値の設定は, 図3の下部に示すとおりとした。

図3に, 同定計算の繰返し数と目標との偏差の関係を示すが, どちらの場合も偏差が小さくなっており, 同定された値は表1の値と全く等しくなった。

3.2 実験データを用いた同定 次に, 図4に示す防振ゴムで支持された簡単な剛体モデルの実測データからの同定計算を試みる。ただし, 本報では平面問題に制約して方程式を考えたため, X 軸方向と Y 軸方向が連成しないように, X 軸方向に関しては, Y 軸上に重心がくるようにし, 防振ゴムも X 軸方向については同じ特性のものを用いた。さらに, 打撃する場合も X 軸方向に加振されないように注意した。まず, 打撃試験により得た伝達関数から, モード解析ソフトを用いて, 減衰固有振動数, モード減衰比, 振動モード形を算出する。次に, その情報をもとにモデル定数の同定を行う。ここでは, 算出された値の確証のために, 同定されたモデル定数を用いて伝達関数を再構成し, 実測した伝達関数と比較することにより妥当性の検討を行う。

測定方法は, 図4に示す点a~dに加速度計を取付け, 点bを Z 軸方向に打撃したときの伝達関数をFFTアナライザで求め, そのデータをコンピュータに転送し, モード解析ソフト(SMS社製)により減衰固有振動数, モード減衰比および振動モード形を算出した。例として, 点bの Y 軸方向の応答の伝達関数およびカーブフィット結果を図5に示す。また, モード解析結果を図6に示す。図6(b)~(d)は, 3.1節と同様に一次から三次までの振動モード形を, 図6(a)(図4と同じ)に示す太線のワイヤフレーム形状で置き換えて示したものである。この結果をもとに同定計算

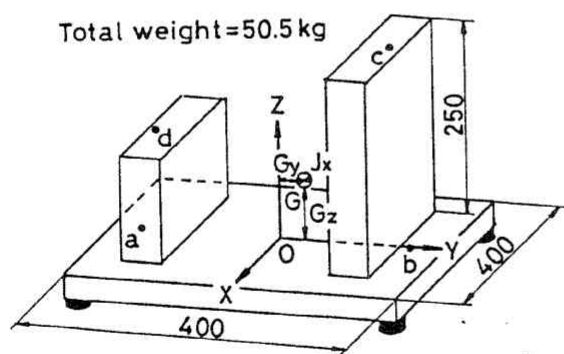


図4 実験モデル

表2 同定されたモデル定数

Model parameter	Initial value	Final value	Exact value
m kg	50.5	—	—
J_x kg·m	1.0	1.010	1.037
G_y m	1.0×10^{-2}	3.186×10^{-2}	3.094×10^{-2}
G_z m	1.0×10^{-1}	7.754×10^{-2}	7.522×10^{-2}
C_{ay} N·s/m	1.0×10^3	1.051×10^3	—
C_{az} N·s/m	1.0×10^3	8.427×10^2	—
C_{bz} N·s/m	1.0×10^3	9.610×10^2	—
k_{ay} N/m	1.0×10^5	4.225×10^5	—
k_{az} N/m	1.0×10^6	1.368×10^6	—
k_{bz} N/m	1.0×10^6	1.722×10^6	—

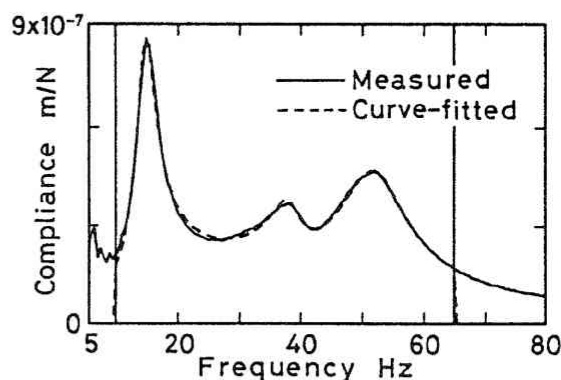


図5 伝達関数およびカーブフィット結果
(打撃: 点b Z 軸方向, 応答: 点b Y 軸方向)

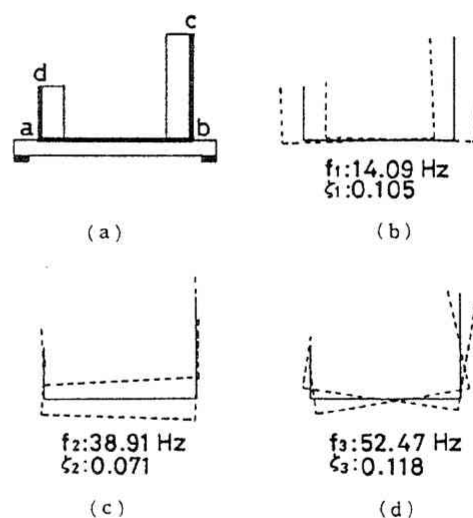


図6 振動モード形 (測定結果)

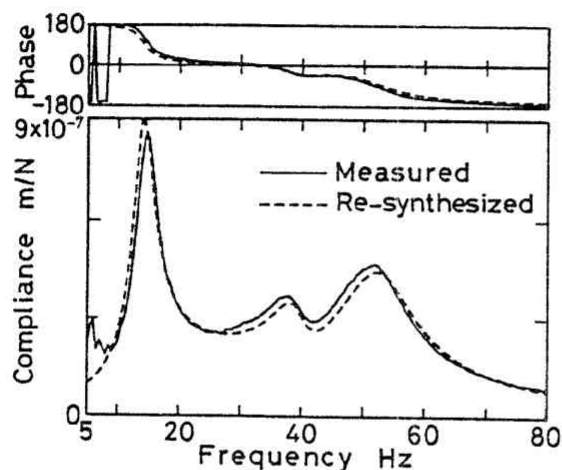


図7 測定結果と再構成結果の比較
(打撃: 点b Z軸方向, 応答: 点b Y軸方向)

を行うが, 同定するモデル変数は, 質量 m だけを既知とした残りの慣性モーメント J_x , 重心位置 G_y, G_z , ばね定数 k_{ay}, k_{az}, k_{bz} , 減衰定数 c_{ay}, c_{az}, c_{bz} の9個のモデル定数を同定する。なお, ばね定数, 減衰定数は, 図4のモデルの弾性体を図1のように3個のばね要素, 減衰要素にモデル化した。また, 目標は一次から三次までの減衰固有振動数, モード減衰比および振動モード形の実部の計18個を設定した。表2に同定されたモデルのモデル定数を示すが, J_x, G_y, G_z については, 質量と形状から算出した値を併記する。また, 図7に,

同定されたモデルのモデル定数を基に再構成した伝達関数と打撃試験によって得られた伝達関数の比較を示す。実線が実験結果で, 破線が再構成結果である。両者を比較すると, コンプライアンスの大きさだけでなく, 位相も良い一致を示していることがわかる。また, 他の測定位置における再構成結果も良好な精度であった。

4. 結 言

本報では, 防振ゴムなどの減衰特性を有する弾性体で支持された剛体モデルに対して, 実験的モード解析で得られた情報をもとに, モデルの重心位置, 慣性モーメントおよび弾性体のばね定数, 減衰定数を物理定数の形で直接同定する手法を提示した。

そして, 数値実験あるいは実測データからの同定を試み, 本手法の妥当性を示した。

文 献

- (1) 防振ゴム研究会編, 防振ゴム, (昭50), 95, 日本鉄道車両工業会。
- (2) 大熊・長松, 機論, 52-484, C (昭61), 3145。
- (3) Butsuen, T., Ookuma, M. and Nagamatsu, A., SAM Tech. Paper, 850551 (1986)。
- (4) 鞍谷・藤川・沖田, 機論, 53-487, C (昭62), 542。
- (5) 鞍谷・藤川・沖田, 機論, 54-506, C (昭63), 2422。
- (6) 井上・藤川・今西・阿部, 機論, 50-452, C (昭59), 4。
- (7) 藤川・新田・沖田・鞍谷, 機論, 52-476, C, (昭61), 1224。

討 論

〔質問〕 成 田 吉 弘〔北海道工業大学〕

モデル定数を, 次元を持たせたまま同定法に導入しておられるが, 例えば質量とばね定数のように次元も数値も大きく異なる場合にはスケーリングにより同等のオーダの数値に変換して同定したほうが良いのではないか。

〔回答〕 ご指摘のように, スケーリングにより, 数値計算上の誤差も小さくなると考えられる。そこで, 本研究においてもプログラムの改良を図っていきたいと考えている。

〔質問〕 真 鍋 克 士〔鉄道総合研究所〕

(1) モード特性の選び方, 重み関数のとり方によって同定する定数の決定精度は変わらないか。

(2) 振動モード形 (例えば図2の三自由度系) を24個の数値として表現しているが, 多すぎないか, 情報量が重複しているように考えられる。

〔回答〕 (1) ご指摘のように, 目標とするモード特性が実験データで誤差を含む可能性がある場合には, モード特性の選び方, 重み係数の与え方によって同定された値が異なる場合がある。特に, モード特性の選び方において, あるモードに関する情報を全く含まない場合には, 同定された値が物理的に意味を持たない場合も生ずる。そこで本報では, 目標としてすべての自由度の情報を含むようにし, 重み係数についても, 測定精度の高いと考えられる固有振動数, モード減衰比の重みを大きくし, 同定精度の向上を図っている。

(2) 図2のモデルは三自由度系であるため, 運動を一義的に決定するためには少なくとも3点 (例えば, 図2の点aのY, Z方向, 点bのZ方向) の情報を得る必要がある。さらに, 振動モード形は実部, 虚部の情報を持つことを考えれば, 三自由度系の情報としては,

3点×2個×3自由度=18個となる。したがって、振動モード形を24個の情報として表現するとご指摘のように冗長となるが、著者らの経験から、実験データ

を基に同定する場合には、本報のように自由度より多い測定箇所から得られた冗長なデータから同定を行ったほうが同定精度が高いと考えている。
